

Analiza zużycia paliwa przez silnik śmieciarki w warunkach cyklu pracy mechanizmu prasującego

Jacek Kropiwnicki, Jacek Czyżewicz, Mariusz Kopka, Grzegorz Książek

Streszczenie

W pracy przedstawiono analizę zużycia paliwa przez silnik śmieciarki w warunkach przyjętego cyklu pracy mechanizmu prasującego śmieci. W tym celu wykorzystano model zużycia paliwa silnika śmieciarki, model układu napędowego pompy hydraulicznej mechanizmu prasującego śmieciarki oraz wyniki pomiarów ciśnienia roboczego w siłownikach hydraulicznych mechanizmu prasującego w trakcie jednego pełnego cyklu pracy mechanizmu prasującego śmieci przeprowadzonych na śmieciarce Medium XL firmy Ekocel.

Słowa kluczowe: modelowanie, zużycie paliwa, mechanizm prasujący śmieciarki.

1. Wstęp

Duża intensywność rozwoju aglomeracji miejskich oraz wzrost transportu towarów i osób powoduje intensyfikację prac mających na celu rozpoznanie warunków eksploatacji pojazdów i urządzeń pracujących na tych obszarach oraz ograniczenie poziomu emisji związków toksycznych do atmosfery pochodzących z układów napędowych z silnikami spalinowymi [1-7]. Jednym z takich urządzeń jest pojazd do usuwania odpadów z pojemników, potocznie zwany śmieciarką, która umożliwia zbieranie odpadów komunalnych gromadzonych w znormalizowanych pojemnikach oraz ich transport do placówek, które zajmują się składowaniem lub utylizacją odpadów [8-10].

Poprawa efektywności energetycznej układów napędowych takich urządzeń jak śmieciarki jest możliwa zarówno poprzez ograniczenie zużycia paliwa przez silnik napędowy w trakcie transportu śmieci, jak również w trakcie ich zbierania. W niniejszej pracy analizie poddany został wpływ konfiguracji mechanizmu prasującego na zużycie paliwa silnika spalinowego służącego jako napęd tego mechanizmu.

Główną przyczyną możliwej zmiany zużycia paliwa, podczas realizacji takiego samego cyklu pracy mechanizmu prasującego śmieci, jest zmiana punktu pracy silnika spalinowego, zdefiniowanego prędkością obrotową lub kątową wału korbowego oraz momentem obrotowym. Sprawność silników spalinowych jest silnie uzależniona od punktu pracy, a w zakresie niskich obciążeń zmiany te są szczególnie intensywne [2, 11, 12, 13]. Z taką sytuacją mamy do czynienia właśnie w przypadku napędu mechanizmu prasującego śmieciarki przez silnik spalinowy śmieciarki, którego moc maksymalna wielokrotnie przekracza moc potrzebną

do napędu pompy hydraulicznej mechanizmu prasującego.

W pracy przedstawiono analizę zużycia paliwa przez silnik śmieciarki w warunkach cyklu pracy mechanizmu prasującego śmieci. W tym celu wykorzystano model zużycia paliwa silnika śmieciarki, model układu napędowego pompy hydraulicznej mechanizmu prasującego śmieciarki oraz wyniki pomiarów ciśnienia roboczego w siłownikach hydraulicznych mechanizmu prasującego w trakcie jednego pełnego cyklu pracy mechanizmu prasującego śmieci przeprowadzonych na śmieciarce Medium XL firmy Ekocel.

2. Model zużycia paliwa silnika spalinowego śmieciarki

Uzyskanie przyczynowo skutkowego modelu silnika spalinowego jest możliwe na dwa sposoby [1, 11]:

- Modelowanie matematyczne roboczego cyklu silnika prowadzi się poprzez rozpoznanie zjawisk fizycznych i chemicznych towarzyszących pracy silnika. Złożoność zjawisk zachodzących w silniku nie pozwala jednak na obecnym etapie wiedzy ilościowo określić te zależności wyłącznie na drodze teoretycznej.
- Równania stanu będące matematycznym zapisem modelu przyczynowo-skutkowego uzyskuje się na drodze pomiaru wielkości fizycznych i określeniu pożądanych zależności w formie tabelarycznej, graficznej lub analitycznej używając funkcji aproksymującej tę zależność. Modele tej grupy przyjęło się określać mianem "czarnej skrzynki".

W niniejszej pracy wykorzystano model typu „czarna skrzynka”, który umożliwia wykonanie obliczeń w bardzo krótkim czasie, a jednocześnie

dane do skalibrowania modelu są stosunkowo łatwe do uzyskania.

Poniżej zamieszczono opis modelu silnika wykorzystującego charakterystyki statyczne do określania takich parametrów pracy, jak masowy strumień paliwa oraz emisja związków toksycznych. W systemach energetycznych, w których źródłem energii jest silnik spalinowy, można określić wielowymiarową, statyczną charakterystykę silnika zdefiniowaną jako funkcja wektorowa [11, 13]:

$$Y_s = f(\omega, M_o) \quad (2.1)$$

gdzie:

ω – prędkość kątowna silnika ($\omega = 2\pi n$),

n – prędkość obrotowa silnika,

M_o – moment obrotowy silnika,

Y_s – wektor parametrów charakterystyki wielowymiarowej (jej parametrami mogą być: masowy strumień paliwa, sprawność ogólna silnika, położenie organu sterowania silnikiem, jednostkowa emisja składników toksycznych, itd.),

L_s – pole pracy silnika.

Silnik spalinowy potraktowano jak „czarną skrzynkę”, w której składowe wektora wielowymiarowej charakterystyki silnika Y_s , wyrażonej zależnością (2.1), określane są na podstawie aproksymacji wielkości mierzonych w stanach statycznych. Bazową funkcją użytą do aproksymacji jest funkcja typu „Spline” [13] składająca się z wielomianów stopnia N sklejanych w węzłach $j=1\dots K$. Spotykające się w węzłach wielomiany są tego samego stopnia (N), mają takie same wartości oraz wartości pochodnych do wysokości $N-1$.

Model silnika spalinowego w postaci:

$$Y_s = f(0, M_o) \quad (2.2)$$

zawiera tylko jedną funkcję, tzn. interesuje nas tylko jeden parametr wektora sygnałów wyjściowych i jest to masowy strumień paliwa:

$$Y_s = [G_e] \quad (2.3)$$

Wymagana do symulacji funkcja powstała poprzez aproksymację przebiegu $G_e = f(\omega, M_o)$ uzyskanego w czasie badań hamownianych w stanach ustalonych. Użycie charakterystyki statycznej do celów symulacji pracy silnika w warunkach dynamicznych może powodować powstawanie pewnych błędów lecz jest powszechnie stosowaną praktyką przy podobnych zadaniach ze względu na wymaganą szybkość obliczeń [1, 11]. Charakterystykę masowego strumienia paliwa aproksymowano następującą zależnością [13]:

$$G_e = \sum_{i=0}^2 \left[\omega^i \cdot \sum_{j=0}^2 a_{i,j} \cdot M_o^j \right] \quad (2.4)$$

Dla rozpatrywanego silnika (tab. 2.1) dane w postaci punktów pomiarowych uzyskano od producenta [14].

Tab. 2.1. Wybrane parametry silnika wykorzystanego w badaniach symulacyjnych [14]

Nazwa parametru	Wartość parametru
Oznaczenie silnika	Scania DT12 02 470
Objętość skokowa silnika	11.7 l dm ³
Liczba cylindrów	6
Moc maksymalna	345 kW (470 KM)
Maksymalny moment obrotowy	2200 N·m

Współczynniki $a_{i,j}$ występujące w funkcji (2.4) można zgrupować w macierzy A . W wyniku aproksymacji danych pomiarowych otrzymano następujące współczynniki:

$$A = \begin{bmatrix} 2,93E+00 & -7,56E-03 & 6,28E-06 \\ -3,70E-03 & 2,73E-05 & -7,84E-09 \\ 3,08E-06 & -1,86E-09 & 2,00E-12 \end{bmatrix} \quad (2.5)$$

3. Symulacja pracy układu w zadanych warunkach eksploatacji

W analizie pracy układu napędowego pompy hydraulicznej mechanizmu prasującego śmieciarki wykorzystano model (rys. 3.1) opracowany w formie Grafów Wiązań [3, 13, 15].



Rys. 3.1. Model układu napędowego pompy hydraulicznej mechanizmu prasującego śmieciarki w formie Grafów Wiązań

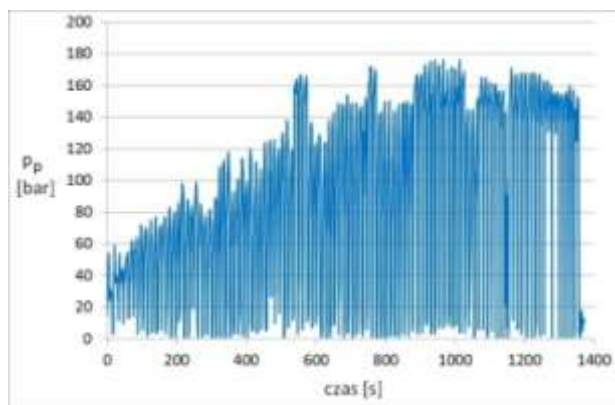
Pierwszym elementem modelu jest model zużycia paliwa śmieciarki opisany w rozdziale 2. Kolejnym elementem jest przekładnia o stałym przełożeniu $i=1,12$, a ostatnim pompa, której obciążenie wynika z przyjętego cyklu zmian ciśnienia w siłownikach hydraulicznych mechanizmu prasującego śmieciarki. W symulacji wykorzystano wyniki pomiarów ciśnienia roboczego w siłownikach hydraulicznych mechanizmu prasującego w trakcie jednego pełnego cyklu pracy mechanizmu prasującego śmieci (rys. 3.2) przeprowadzonych na śmieciarce Medium XL firmy Ekocel, która pracowała w Gdańskim Przedsiębiorstwie Robót Sanitarno-Porządkowych S.A. [16].

Obliczenia zostały przeprowadzone dla 3 konfiguracji mechanizmu prasującego śmieciarki wyposażonego w pompę hydrauliczną oraz dwa siłowniki tłokowe. Przyjęto, że we wszystkich konfiguracjach zachowana musi zostać prędkość linowa ruchu tłoka siłownika hydraulicznego, a w konsekwencji zmiana konfiguracji mechanizmu prasującego śmieciarki wpływa bezpośrednio na prędkość obrotową pompy i silnika spalinowego.

Wyróżniono następujące konfiguracje mechanizmu prasującego śmieciarki:

a) pompa hydrauliczna o stałej wydajności Parker T6CCZ z pierścieniem B22 zapewniająca

wydajność jednostkową równą $70,3 \text{ cm}^3/\text{obr}$ zasila dwa siłowniki tłokowe z cylindrami o średnicy $0,09 \text{ m}$, prędkość obrotowa silnika spalinowego 1027 obr/min ,

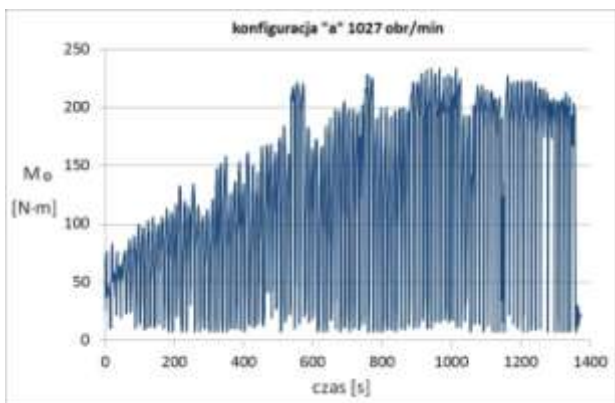


Rys. 3.2. Ciężarowość wykresu jest niejednorodna, z większą gęstością linii w przedziale 600-1400 s. Ciężarowość wykresu jest niejednorodna, z większą gęstością linii w przedziale 600-1400 s.

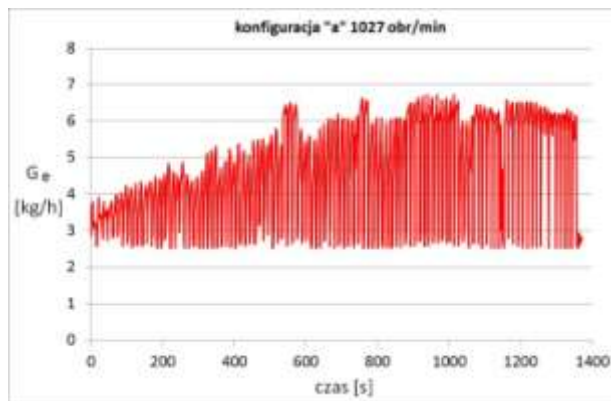
b) pompa hydrauliczna o stałej wydajności Parker T6CCZ z pierścieniem B25 zapewniająca wydajność jednostkową równą $79,3 \text{ cm}^3/\text{obr}$ zasila dwa siłowniki tłokowe z cylindrami o średnicy $0,09 \text{ m}$, prędkość obrotowa silnika spalinowego 893 obr/min ,

c) pompa hydrauliczna o stałej wydajności Parker T6CCZ z pierścieniem B22 zapewniająca wydajność jednostkową równą $70,3 \text{ cm}^3/\text{obr}$ zasila dwa siłowniki tłokowe z cylindrami o średnicy $0,10 \text{ m}$, prędkość obrotowa silnika spalinowego 1250 obr/min .

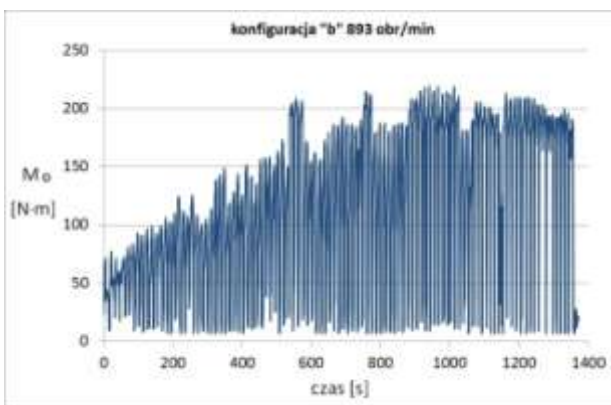
Na rys. 3.3 – 3.8 przedstawiono wyniki symulacji pracy układu w zadanych warunkach eksploatacji przy realizacji cyklu roboczego przedstawionego na rys. 3.2. W przypadku badanej konfiguracji „c” dokonano przeliczenia wymaganego ciśnienia roboczego w siłowniku ze względu na zmianę powierzchni roboczej.



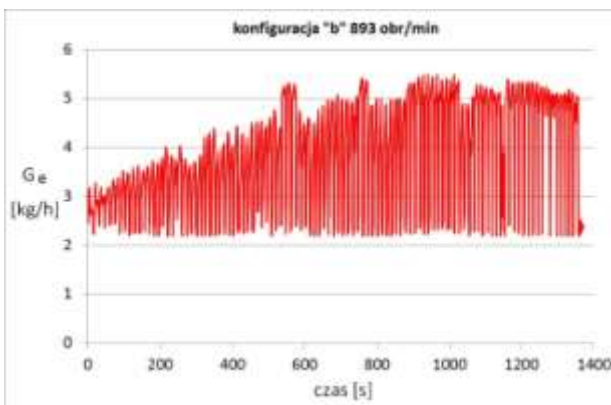
Rys. 3.3. Moment obrotowy silnika spalinowego dla konfiguracji „a” mechanizmu prasującego śmieciarki



Rys. 3.4. Masowy strumień paliwa używany przez silnik spalinowy dla konfiguracji „a” mechanizmu prasującego śmieciarki



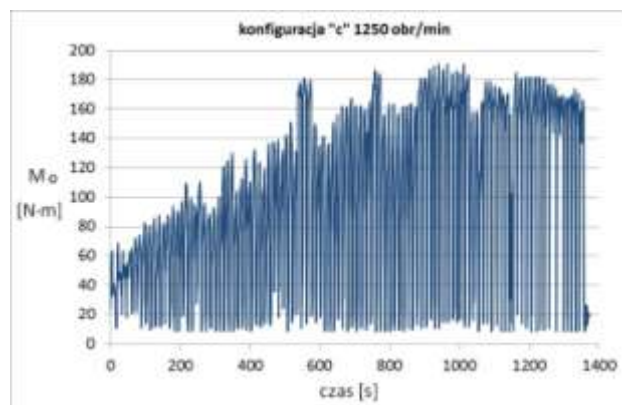
Rys. 3.5. Moment obrotowy silnika spalinowego dla konfiguracji „b” mechanizmu prasującego śmieciarki



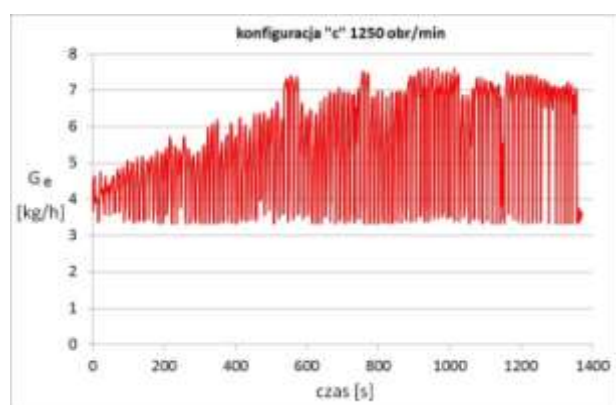
Rys. 3.6. Masowy strumień paliwa używany przez silnik spalinowy dla konfiguracji „b” mechanizmu prasującego śmieciarki

Na podstawie obliczonego przebiegu masowego strumienia paliwa użytego przez silnik dla konfiguracji „a”, „b” i „c” mechanizmu prasującego śmieciarki obliczono całkowitą masę użytego

paliwa w czasie pełnego cyklu pracy mechanizmu prasującego śmieci (tab. 3.1).



Rys. 3.7. Moment obrotowy silnika spalinowego dla konfiguracji „c” mechanizmu prasującego śmieciarki



Rys. 3.8. Masowy strumień paliwa zużywany przez silnik spalinowy dla konfiguracji „c” mechanizmu prasującego śmieciarki

Tab. 3.1. Całkowita masa zużytego paliwa w czasie pełnego cyklu pracy mechanizmu prasującego śmieci

konfiguracja „a” 1027 obr/min	konfiguracja „b” 893 obr/min	konfiguracja „c” 1250 obr/min
1,76 kg	1,46 kg	2,09 kg

4. Wnioski

Przedstawiona w pracy metoda wykorzystania oryginalnego modelu zużycia paliwa silnika śmieciarki oraz modelu układu napędowego pompy hydraulicznej mechanizmu prasującego śmieciarki umożliwiła przeprowadzenie symulacji dla założonych warunków eksploatacji, zdefiniowanych przebiegiem ciśnienia roboczego w siłownikach hydraulicznych mechanizmu prasującego.

Przedstawiona w pracy analiza wpływu konfiguracji mechanizmu prasującego na zużycie paliwa silnika spalinowego służącego jako napęd tego mechanizmu wykazała, że decydujący wpływ na masę zużytego w cyklu paliwa ma prędkość obrotowa silnika spalinowego. Masa zużytego

paliwa w rozpatrywanych konfiguracjach osiągnęła minimalną wartość 1,46 kg i może być większa aż o 43% w przypadku zastosowania konfiguracji najmniej korzystnej. Wyniki powyższe mogą oczywiście różnić się w przypadku innych jednostek napędowych dlatego dokonując zmiany konfiguracji opisanego mechanizmu napędowego, np. poprzez zmianę typu silnika spalinowego, wskazane jest przeprowadzenie wcześniejszej symulacji.

Podziękowania

Autorzy dziękują firmie Ekocel za udaną współpracę oraz udostępnienie danych konstrukcyjnych i eksploatacyjnych wytwarzanych urządzeń.

Bibliografia

1. Arsie I., i in.: *Models for the Prediction of Performance and Emissions in a Spark Ignition Engine - A Sequentially Structured Approach*. SAE Papers 980779.
2. Chłopek Z.: *Modelowanie procesów emisji spalin w warunkach eksploatacji trakcyjnej silników spalinowych*. Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa 1999.
3. Cichy M.: *Modelowanie systemów energetycznych*. Wydawnictwo Politechniki Gdańskiej, Gdańsk 2001.
4. Gao Y., Checkel M.D.: *Experimental measurement of on-road CO₂ emission and fuel consumption functions*. SAE Technical Paper Series, 2007-01-1610.
5. Kropiwnicki J.: *Ocena efektywności energetycznej pojazdów samochodowych z silnikami spalinowymi*. Wydawnictwo Politechniki Gdańskiej. Seria Monografie nr 110, Gdańsk 2011.
6. Merkisz J., Pielecha J., Radzimirski S.: *New Trends in Emission Control in the European Union*. Springer Tracts on Transportation and Traffic, Vol. 4, 2014, p. 170.
7. Merkisz J., Pielecha J.: *Emisja cząstek stałych ze źródeł motoryzacyjnych*. Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 2014.
8. Borkowski T.: *Śmieciarka śmieciarce nierówna*. Przegląd Komunalny nr 4/2012.
9. Wolny P.: *Sprawdzone metody gospodarowania odpadami komunalnymi*. Stowarzyszenie Technologii Ekologicznych SILESIA, Opole 2010.
10. <http://www.ekocel.com.pl> (accessed: 15.04.2014).
11. Cichy M.: *Silniki o działaniu cyklicznym*. Wydawnictwo Politechniki Gdańskiej, Gdańsk 1987.
12. Kropiwnicki J., Kneba Z., Ziółkowski M.: *Test for Assessing the Energy Efficiency of Vehicles with Internal Combustion Engines*. International Journal of Automotive Technology. -Vol. 14., nr. 3 (2013), s.479-487.
13. Kropiwnicki J.: *The application of spline function for approximation of engine characteristics*. Archiwum Motoryzacji, nr 4, 2000, s. 235-242.
14. <https://www.avl.com/home> (accessed: 15.04.2014).

15. Cichy M., Kropiwnicki J., Makowski S.: *A model of the IC engine in the form of the bond graph (BG)*. Silniki Spalinowe R. 43, nr 2, 2004, s. 40-47.
16. Czyżewicz J.: *Badania procesu załadunku śmieci i modyfikacja układu sterowania mechanizmu załadowniczego śmieciarki*. Praca doktorska Politechnika Gdańska, Gdańsk 2011.

Analysis of the fuel consumption by the IC engine of the refuse collection vehicle under operation cycle of the compaction mechanism

Abstract

The paper presents an analysis of the fuel consumption of the IC engine of the refuse collection vehicle under operation cycle of the compaction mechanism. For this purpose, the model of fuel consumption, the model of the propulsion system of the hydraulic pump have been used as well as results of the measurements of pressure in the hydraulic system of compaction mechanism for the complete cycle of operation. Data registration has been made on a garbage truck Medium XL from Ekocel.

Key words: modeling, fuel consumption, refuse compaction mechanism.

Autorzy:

Dr hab. inż. **Jacek Kropiwnicki** – Politechnika Gdańska

Dr inż. **Jacek Czyżewicz** – Politechnika Gdańska

Mariusz Kopka – Politechnika Gdańska

Inż. **Grzegorz Książek** – Politechnika Gdańska